

**ANALISA MEKANISME *SWING DEVICE*
PADA *EXCAVATOR KEIHATSU 921 C***



Diajukan Sebagai Syarat Untuk Mencapai Gelar Sarjana Teknik

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik

Universitas Muhammadiyah Surakarta

oleh :

MAHFUDDIN HANIF

NIM : D200130194

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SURAKARTA
2017**

HALAMAN PERSETUJUAN
ANALISA MEKANISME *SWING DEVICE*
PADA *EXCAVATOR KEIHATSU 921 C*

PUBLIKASI ILMIAH

Disusun Oleh :

MAHFUDDIN HANIF

NIM : D200130194

Telah diperiksa dan disetujui untuk diuji oleh :

Dosen Pembimbing

A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized 'S' followed by a series of loops and a horizontal line.

Ir. Sartono Putro.,MT

HALAMAN PERSETUJUAN
ANALISA MEKANISME *SWING DEVICE*
PADA *EXCAVATOR KEIHATSU 921 C*

Disusun Oleh :

MAHFUDDIN HANIF

NIM : D200130194

Telah dipertahankan didepan Dewan Penguji

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik

Universitas Muhammadiyah Surakarta

Pada hari Kamis, 13 Juli 2017

dan dinyatakan memenuhi syarat

Dewan Penguji :

1. Ketua : Ir. Sartono Putro., MT
2. Sekretaris : Ir. Subroto., MT
3. Anggota : Wijianto, ST., M.Eng. SC

(.....)

(.....)

(.....)

Dekan Fakultas Teknik,


Ir. Sri Sunarjono, MT., PhD

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam naskah publikasi ini tidak terdapat karta yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kersarjanaan disuatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Apabila kelak terbukti ada ketidakbenaran dalam pernyataan saya diatas, maka akan saya pertanggungjawabkan sepenuhnya.

Surakarta, 26 Mei 2017

Yang menyatakan,



Mahfuddin Hanif

D200130194

ANALISA MEKANISME SWING DEVICE PADA EXCAVATOR KEIHATSU 921 C

ABTRAKSI

Swing device pada *excavator* adalah komponen yang berguna untuk menggerakkan *upperstructur* unit untuk berputar sebesar 360° . *Swing device* terbagi menjadi beberapa komponen antara lain : *Swing motor*, *swing brake*, dan *swing reducer*. Analisa ini bertujuan untuk mengetahui mekanisme kerja dari masing-masing komponen pada *swing device* dan besarnya gaya-gaya yang bekerja.

Swing motor merupakan komponen yang merubah *pressure* dari *main pump* menjadi gerakan mekanis, *Swing brake* berfungsi untuk *engaged* dan *disengage cluth* dan *disk* yang berfungsi untuk *release cylinder block* dan *lock cylinder block* pada *swing motor*, *Swing reducer* berfungsi untuk mengurangi putaran dari *swing motor* namun meningkatkan torsi sehingga *swing device* dapat memutar *upperstructur* dari *excavator*.

Hasil analisa, gaya-gaya yang berkeja pada *swing motor* seperti torsi sebesar 173,072 Nm didapatkan efisiesi mekanis sebesar 97,97 %, *flow rate* sebesar 0,0106 m³/menit didapatkan efisiensi volumetris sebesar 82,25 %, dan efisiensi keseluruhan pada *swing motor* sebesar 80,68 %. Kemudian *speed ratio* dan reduksi pada *swing reducer* adalah 1,05 dan -48,95 rpm pada tingkat pertama dan 1,04 dan -38,51 rpm pada tingkat kedua. Kemudian akan didapatkan besarnya momen puntir, kecepatan tangensial, dan beban nominal pada roda gigi *planetary gear* di *swing reducer*.

Kata Kunci : *Excavator*, *Swing Device*, *Swing Motor*, *Swing Brake*, *Swing Reducer*

ABSTRACT

Swing device on the excavator is a useful component to move upperstructur unit to rotate by 360° . Swing device is divided into several components, among others: Swing motor, swing brake, and swing reducer. This analysis aims to determine the working mechanism of each component on the swing device and the magnitude of the forces that work.

Swing motor is a component that converts pressure from main pump to mechanical movement, Swing brake functions to engage and disengage cluth and disk that serves to release cylinder block and lock cylinder block on swing motor, Swing reducer functions to reduce rotation of motor swing but increase torque So swing device can play upperstructur of excavator.

The results of the analysis, the forces that work on motor swing like torque of 173,072 Nm obtained mechanical efficiency of 97.97%, flow rate of 0.0106 m³ / minute obtained volumetric efficiency of 82.25%, and overall efficiency in motor swing equal to 80.68%. Then the speed ratio and reduction of the swing reducer are 1.05 and -48.95 rpm at the first level and 1.04 and -38.51 rpm at the second level. Then there will be the amount of torque, tangential velocity, and nominal load on planetary gear swing reducer gear

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada era globalisasi sekarang ini, Alat berat merupakan salah satu hal yang sangat dibutuhkan untuk mempercepat suatu kerja. Alat berat biasanya digunakan pada Pertambangan, pembangunan kota (Bangunan), kehutanan dan lain-lain. Untuk itu penulis melakukan analisa pada alat berat yaitu *Excavator keihatsu 921 C*. *Excavator* merupakan salah satu alat berat yang paling sering digunakan dikarenakan memiliki fleksibilitas yang tinggi. *Excavator* digunakan untuk mengangkat dan memindahkan material, menggali, mengeruk, dan lain-lain. Dilihat dari strukturnya, *excavator* terdiri dari tiga bagian, yaitu : *Upperstructure*, *attachment*, dan *undercarriage*. *Upperstructure* merupakan tempat dudukan dari *attachment* pada *excavator* sehingga fungsi dari *attachment* sangat dipengaruhi oleh kondisi dan gerakan dari *upperstructure* dimana *upperstructure* dapat melakukan gerakan berputar (*Swing*) sebesar 360°, pergerakan *swing* pada unit tidak lepas dari *swing system* dari *excavator* yaitu menggunakan *swing device*.

Swing device berada diantara *upperstructure* dan *undercarriage*, *swing device* merubah pressure dari main pump menjadi putaran , dimana putaran tersebut akan direduksi untuk menghasilkan torsi yang besar guna untuk melakukan gerakan *swing* .

Pergerakan dari *swing* tersebut sangat berpengaruh terhadap produktivitas dari *excavator* tersebut. Untuk itu penulis mengambil judul untuk tugas akhir “Analisa mekanisme *Swing Device Excavator Keihatsu 921 C*”.

1.2 Rumusan Masalah

1. Bagaimana sistem kerja dari komponen-komponen *swing device excavator keihatsu 921 C*.

2. Bagaimana mekanisme kerja dari komponen-komponen *swing device* seperti *swing motor*, *swing brake*, dan *swing reducer* pada *excavator keihatsu 921 C*.
3. Berapakah besar gaya-gaya yang terjadi pada *swing motor* dan *swing reducer excavator keihatsu 921 C*.

1.3 Tujuan Masalah

Adapun tujuan dari penulisan laporan Tugas Akhir ini adalah :

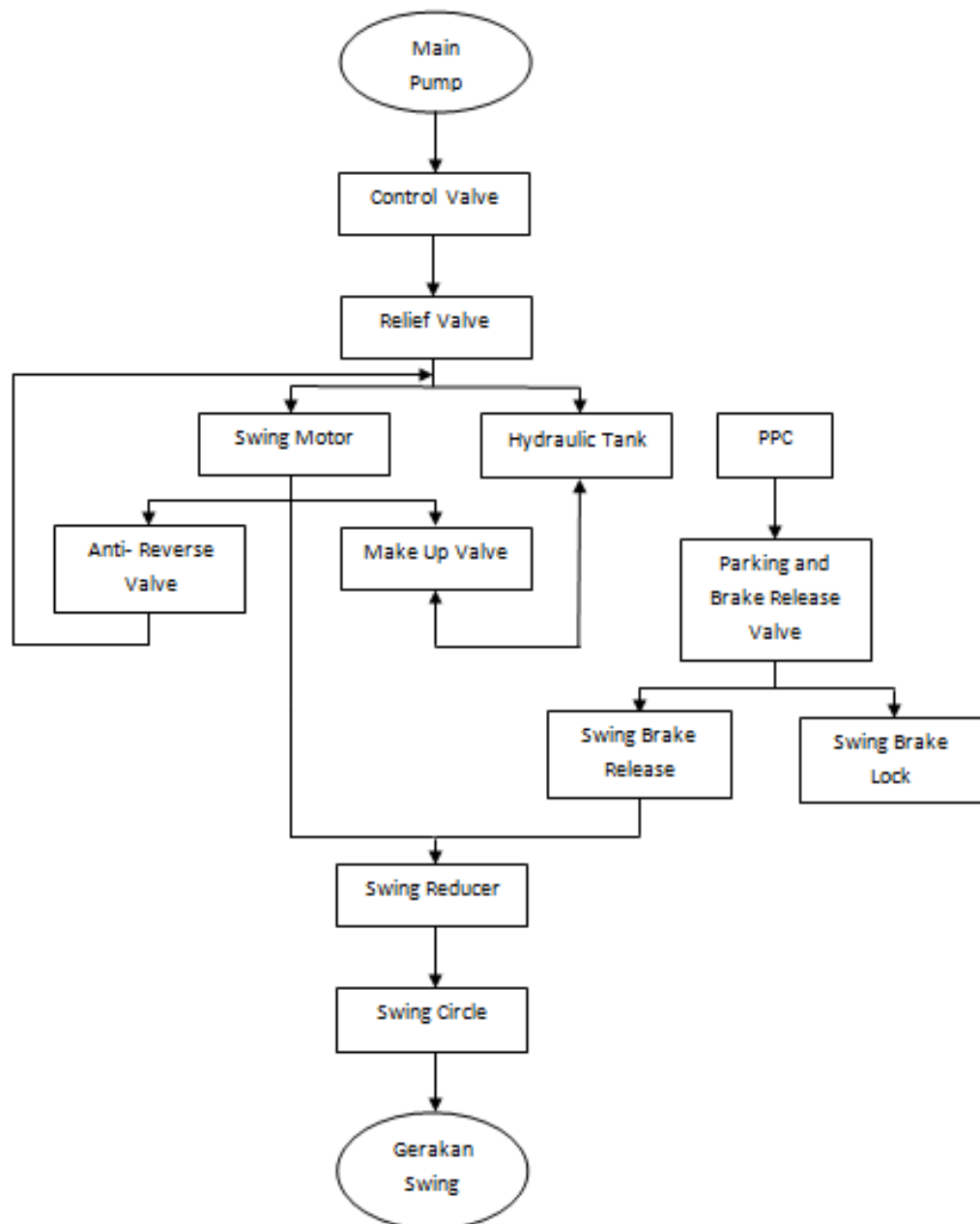
1. Mengetahui torsi, flow rate, dan effieciency dari *swing motor excavator keihatsu 921 C*.
2. Mengetahui *speed ratio* dan beban masing-masing *gear* pada *planetary gear swing reducer*.

1.4 Batasan Masalah

1. Komponen-komponen dan mekanisme pada *swing device excavator keihatsu 921 C*.
2. *Swing device* yang dibahas pada laporan ini adalah *swing device* pada *excavator keihatsu 921 C*.

2. DASAR TEORI

2.1 Diagram alir *Swing Device*

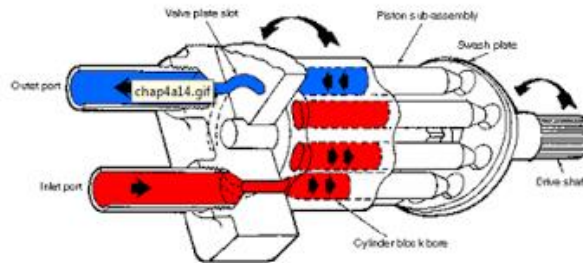


Gambar 2.1 Diagram alir Swing Device

2.2 Hydraulic Motor

Hydraulic Motor adalah sebuah *actuator* mekanik yang mengkonversi aliran dan tekanan hidrolik menjadi torsi atau tenaga putaran. *Hydraulic motor* memiliki cara kerja yang berlawanan dengan pompa dimana Pompa merubah gerak mekanis (Putaran) menjadi gerak hidrolis sedangkan motor merubah gerak hidrolis menjadi gerak mekanis

(Putaran). Hydraulic motor yang digunakan pada swing device excavator keihatsu 921 C adalah *axial hydraulic piston motor*.



Gambar 2.2 Sketsa *Axial hydraulic piston motor*

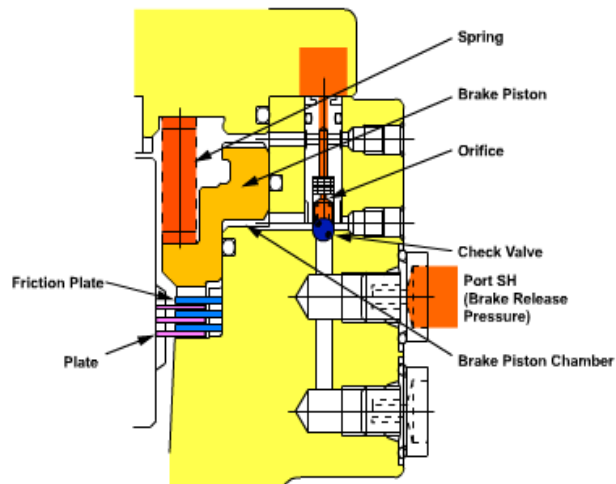
Axial Hydraulic Piston motor tersusun atas beberapa piston yang terpasang sejajar terhadap sumbu putar. Piston akan terdorong keluar dari *cylinder block* ketika zat cair disalurkan melalui sisi *inlet* yang masuk ke *cylinder block*, sehingga akan berakibat *cylinder block* berputar seiring dengan piston menggerakkan *drive shaft* kemudian oli akan terdorong keluar melalui sisi *outlet*. Jumlah torsi yang dihasilkan oleh motor dipengaruhi tekanan dari oli dan sudut dari *swash plate*.

2.3 *Swing Brake*

Pada *swing brake* menggunakan *hydraulic brake system* dimana oli bertekanan berfungsi untuk mendisengagekan ataupun menengagekan *clutch* yang terdiri dari *disc* dan *plate* yang saling bersinggungan.

2.2.1 *Swing Brake Lock*

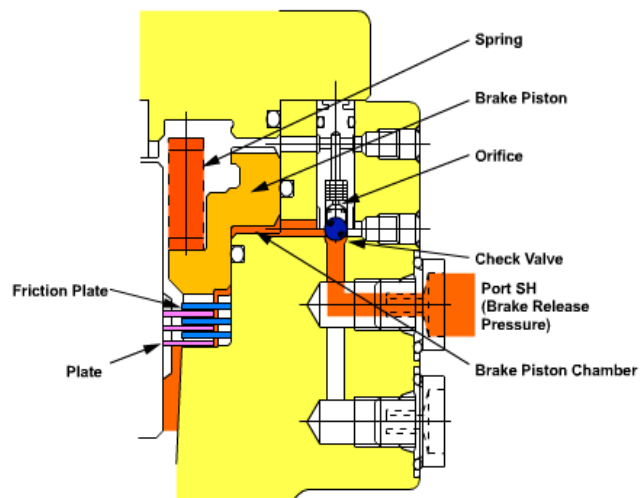
Pada *swing motor excavator keihatsu 921 C* menggunakan *spring loaded I* untuk *hydraulic brake*-nya. Cara kerja *Swing brake* pada saat *engaged*, *Spring* yang terpasang pada *brake piston* menekan *disc* dan *plate* yang mana gigi-gigi gear pada *plate* terhubung dengan gigi gear pada *cylinder block*. Sehingga *disc* dan *plate* yang saling bersinggungan (*engaged*) akan mengunci *cylinder block* sehingga tidak mengalami putaran.



Gambar 2.3 Skema kerja *engaged swing brake*

2.2.2 *Swing Brake Release*

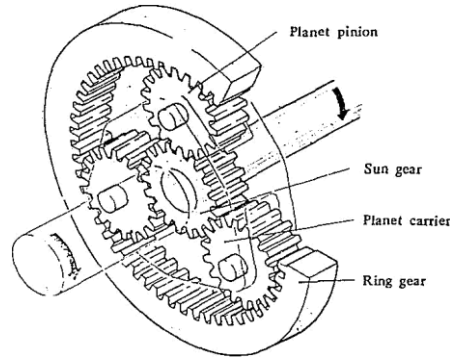
Cara kerja *swing brake disengaged*. Saat aliran dari *pilot* yang masuk dari *port SH* akan menekan *Check valve* (*Brake release valve*) sehingga aliran oli dapat masuk ke *brake piston chamber* dimana oli akan mengangkat *brake piston* sehingga *disc* dan *plate* dapat *relase*.



Gambar 2.4 Skema kerja *disengaged swing brake*

2.4 Swing Reducer

Swing reducer pada *excavator keihatsu 921 C* menggunakan sistem *planetary gear*. *Planetary gear* terbagi menjadi tiga elemen utama, yaitu *Sun gear*, *Planetary Carrier* dan *Ring gear*.



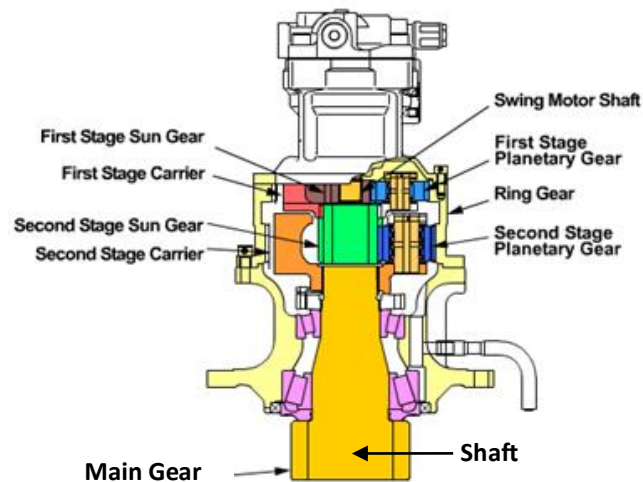
Gambar 2.5 *Single pinion type*

Speed ratio dari gear penggerak dengan gear yang digerakkan adalah tergantung jumlah gigi dari masing-masing gear. Kebanyakan pemakaian dari *planetary gear* sistem terdapat pada sistem yang membutuhkan torsi yang besar dimana untuk torsi dan putarannya dapat diubah bervariasi dalam berbagai tingkatan pada *planetary gear* sistem.

2.4.1 *Planetary gear pada swing reducer*

Excavator keihatsu 921 C menggunakan 2 buah *single pinion type* yang disusun bertingkat. *Sun gear tingkat pertama* yang berhubungan dengan *output shaft* dari *hydraulic motor (swing motor)* akan menggerakkan *planet gear* yang berjumlah 3 buah dimana pada masing-masing *planet gear* bersatu dengan *carriernya*, pada *carrier tingkat pertama* terdapat gear yang bersinggungan dengan *sun gear* kedua, sehingga putaran yang sudah direduksi pada tingkat pertama akan diteruskan menuju *sun gear* tingkat kedua, pada tingkat ini putaran yang direduksi ditingkat pertama mengalami reduksi kembali. *Carrier* pada *planet gear* tingkat kedua ini berhubungan dengan *shaft output* dari *swing device* dan *ring gear* yang ditahan (*Housing swing reducer*). Putaran yang telah direduksi

pada tingkat pertama dan tingkat kedua kemudian diteruskan oleh *output shaft swing device*.



Gambar 2.6 Sketsa *Swing reduction gear* pada *swing device*

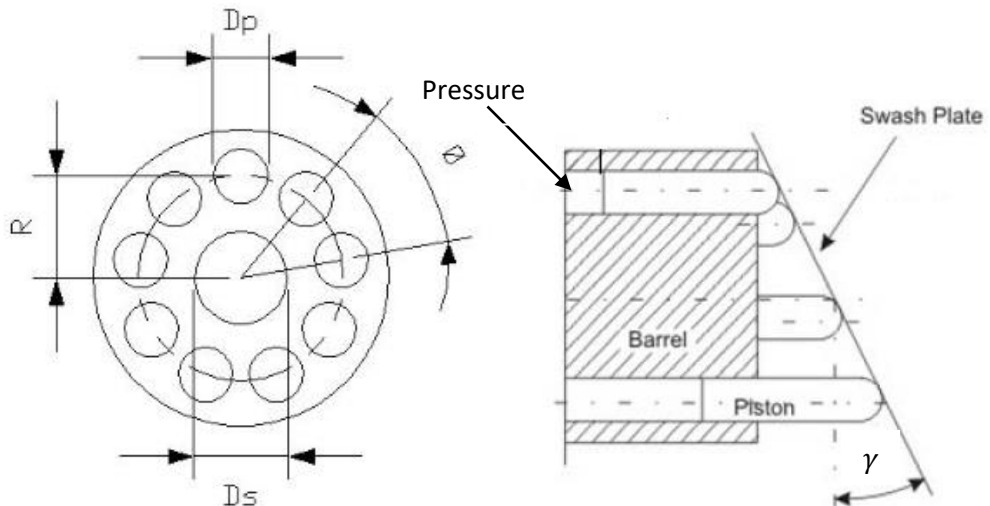
2.5 Valve

Untuk mencegah *Swing device* agar tidak bermasalah dan menghindari rusaknya komponen-komponennya, maka pada *swing device* menggunakan beberapa valve yaitu *Relief valve*, *Make up valve*, *Anti-Reverse valve*, *Parking brake* dan *Brake release valve*. *Relief valve* berfungsi mengatur tekanan pada oli yang akan menuju *swing motor*, *Make up valve* menggunakan sistem kerja *check valve* yang hanya mengalirkan aliran satu arah saja, *make up valve* pada *swing motor* bertujuan untuk menghindari adanya kekosongan ruang pada *swing motor* yang dapat menyebabkan kavitasi, *Anti-reverse valve* merupakan valve yang berguna sebagai *safety valve* ketika unit berhenti melakukan *swing*. Sistem kerja *brake valve* sama dengan *make up valve* yaitu mengisi kekosongan fluida pada aliran ke *swing motor*, *Parking brake* dan *brake release valve* berfungsi untuk *engaged* dan *disengaged clutch* dan *disk* pada *swing brake*.

3. PEMBAHASAN DAN HASIL

3.1 Swing Motor

Pada motor ini, piston bergerak bolak-balik (Reciprocating) yang berjumlah sebanyak 9 piston.



Gambar 3.1 simbol ukuran pada hydraulic motor

3.1.1 Analisa perhitungan Torsi Hydraulic motor

a. Displacement (V_d).....¹

$$V_d = 2nARsiny$$

Dimana : n = Jumlah Piston pada motor hidrolis

A = Luas area piston

R = Jarak pusat shaft dengan pusat piston (Pitch Circle)

γ = Sudut swash plate

b. Torsi aktual (T_A)

ΔP adalah perbedaan pressure yang masuk kedalam motor hidrolis dengan pressure yang keluar dari motor hidrolis. (R.D.Bartos,1992)

$$T_A = \frac{D \Delta P}{2\pi} [C_1 + C_2 |\cos(n\theta)|] \quad \text{Jika } n = 2k + 1 \dots\dots\dots^2$$

$$T_A = \frac{D \Delta P}{2\pi} [C_1 + C_2 \left| \cos\left(\frac{n\theta}{2}\right) \right|] \quad \text{Jika } n = 4k - 1 \dots\dots\dots^3$$

$$T_A = \frac{D \Delta P}{2\pi} [C_1 + C_2 \left| \sin\left(\frac{n\theta}{2}\right) \right|] \quad \text{Jika } n = 4k \dots\dots\dots^4$$

Dimana : A = Luas area piston

R = Jarak pusat shaft motor dengan pusat shaft piston

$\Delta P = P_A - P_B$

γ = Sudut swash plate

θ = Sudut antar piston berdasarkan pusat shaft

c. Torsi teoritis (T_T)

$$T_T = \frac{Vd \times P}{2\pi} \dots\dots\dots 5$$

Dimana : Vd = Displacement

P = Pressure yang bekerja pada piston (25,5 Mpa)

d. Tegangan geser pada valve plate motor hidrolis

$$\tau = \frac{\mu \cdot \omega \cdot R}{h} \dots\dots\dots 6$$

Dimana : μ = Celah antara cylinder block dan valve plate

ω = Kecepatan sudut dari cylinder block

R = Jarak pusat shaft motor dengan pusat shaft piston

h = Nilai kekentalan mutlak dari fluida

e. Mechanical efficiency

Mechanical efficiency dari motor hidrolik adalah perbandingan dari kerja actual pada motor dan kerja teoritis per-rotasi dari motor. Output torsi dari motor lebih kecil dari torsi teoritis dikarenakan gesekan mekanis antara part-part yang berpasangan.

$$\eta_m = \frac{\text{Actual torsi yang dihasilkan motor}}{\text{Torsi yang dihasilkan motor secara teoritis}} = \frac{T_A}{T_T} \dots\dots\dots 7$$

3.1.2 Analisa Perhitungan Flow rate hydraulic motor

a. Flow rate teoritis (Q_T)

$$Q_T = Vd \times N \dots\dots\dots 8$$

Dimana : d = Displacement dari motor

N = Putaran motor

b. Flow rate actual (Q_A)

Untuk menghitung flow rate actual pada motor, harus dicari terlebih dahulu nilai dari kecepatan sudut motor tersebut (ω).

$$\omega = \frac{2\pi}{T_p} \dots\dots\dots 9$$

T_p adalah periode dari motor, nilai periode dari motor tergantung dari jumlah pistonnya, dimana jika piston dengan jumlah genap ($T_p = \frac{2\pi}{N}$) sedangkan untuk jumlah piston ganjil ($T_p = \frac{\pi}{N}$).

$$Q_A = \frac{D \omega}{2\pi} [C_1 + C_2 |\cos(n\theta)|] \quad \text{Jika } n = 2k + 1 \dots\dots\dots^{10}$$

$$Q_A = \frac{D \omega}{2\pi} [C_1 + C_2 \left| \cos\left(\frac{n\theta}{2}\right) \right|] \quad \text{Jika } n = 4k - 1 \dots\dots\dots^{11}$$

$$Q_A = \frac{D \omega}{2\pi} [C_1 + C_2 \left| \sin\left(\frac{n\theta}{2}\right) \right|] \quad \text{Jika } n = 4k \dots\dots\dots^{12}$$

Dimana : D = Displacement motor

ω = Kecepatan sudut

θ = Sudut antar piston berdasarkan pusat shaft

n = Jumlah piston

c. Daya hydraulic motor (P_m)

$$P_m = Q_A \cdot \Delta P_a \dots\dots\dots^{13}$$

Dimana : Q_A = Flow rate aktual motor

ΔP_a = Perbedaan tekanan masuk dan tekanan keluar motor

d. Volumetric efficiency (η_v)

$$\eta_v = \frac{\text{Flow rate teoritis motor}}{\text{Flow rate actual motor}} = \frac{Q_T}{Q_A} \dots\dots\dots^{14}$$

3.1.3 Analisa perhitungan overall efficiency

Overall efficiency (η_o) pada motor hidrolik adalah perbandingan dari output power terhadap input power dari motor hidrolik. Output power adalah power mekanik yang keluar dari shaft dan input power adalah energi aliran fluida yang disupply ke inlet dari motor hidrolik tersebut.

$$\eta_o = \frac{\text{Actual power yang dihasilkan motor (Mechanical)}}{\text{Actual power yang disupply ke motor (Hydraulic)}}$$

$$\eta_o = \frac{T_A \cdot N}{p \cdot Q_A} \text{ atau } \eta_o = \eta_v \eta_m \dots\dots\dots^{15}$$

3.2 Planetary gear

3.2.1 Analisa perhitungan Speed Ratio Planetary Gear

Pada *Swing device excavator keihatsu 921 C* menggunakan sistem *planetary* untuk reduksi kecepatannya. Reduksi kecepatan pada *planetary gear* dapat dinyatakan sebagai berikut :

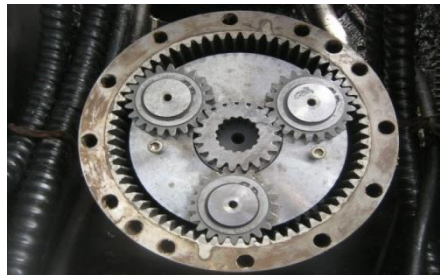
$$\text{Perbandingan gigi} = \frac{\text{Jumlah gigi dari roda gigi digerakkan}}{\text{Jumlah gigi dari roda gigi penggerak}} \dots\dots\dots^{16}$$

Untuk menentukan *speed ratio* dari *planetary gear single pinion type* dan *dual pinion type* digunakan persamaan sebagai berikut :

S = Sun gear

P = Planet gear

R = Ring gear



Gambar 3.2 Planetary gear pada swing reducer

$$S.Ns + R.Nr = (S+R) Nc \quad (\text{Single pinion type}) \dots\dots\dots^{17}$$

$$R.Nr - S.Ns = (R-S) Nc \quad (\text{Dual pinion type}) \dots\dots\dots^{18}$$

Dimana : S = Jumlah gigi sun gear

R = Jumlah gigi ring gear

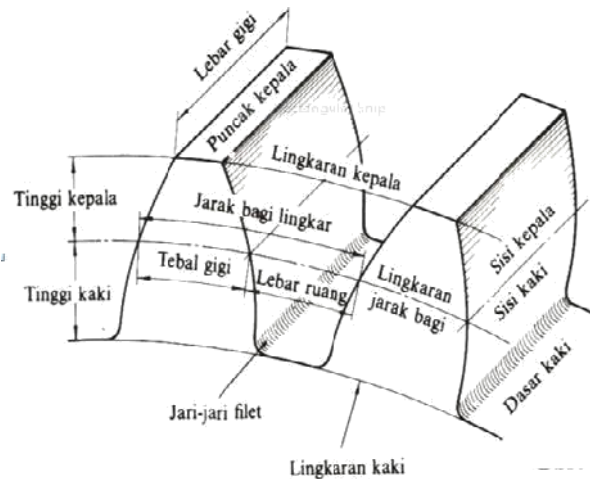
Ns = Jumlah putaran sun gear

Nr = Jumlah putaran ring gear

Nc = Jumlah putaran planet gear

3.2.2 Analisa perhitungan Roda gigi

Roda gigi merupakan sistem pemindah tenaga mekanis yang paling sering digunakan. Pada *Planetary gear type*, roda gigi digunakan untuk meneruskan tenaga dari hydraulic motor menuju keoutput shaft dari swing device untuk menggerakkan swing circle sehingga upper unit dari excavator dapat berputar (Swing).



Gambar 3.3 Nama bagian roda gigi

a. Tinggi gigi

$$h_1 = \frac{(da_1 \cdot df_1)}{2} \dots\dots\dots 19$$

Dimana : da_1 = Diameter lingkaran kepala

df_1 = Diameter lingkaran kaki

b. Jarak Bagi (P)

$$P = \pi \times \frac{d}{Z} \text{ atau } P = \pi \times m \dots\dots\dots 20$$

Dimana : Z = Jumlah gigi pada roda gigi

$$\frac{d}{Z} = m = \text{Modul}$$

c. Jarak bagi untuk pinyon (da)

$$da = Z \times m \dots\dots\dots 21$$

Dimana : Z = Jumlah gigi

m = modul

d. Jarak sumbu roda gigi (a)

$$a = m \times \frac{(Z_1 + Z_2 + Z_3)}{2} \dots\dots\dots 22$$

Dimana : m = Modul

Z_1 = Jumlah gigi Sun gear

Z_2 = Jumlah gigi Planet gear

Z_3 = Jumlah gigi Ring gear

e. Perbandingan Transmisi (i)

Perbandingan pada planetary gear ini terdiri dari perbandingan sun gear terhadap planetary gear kemudian perbandingan planetary gear terhadap ring gear.

$$i = \frac{Z_a}{Z_b} \dots\dots\dots 23$$

Dimana : Z_a = Jumlah gigi penggerak

Z_b = Jumlah gigi digerakan

3.2.3 Analisa perhitungan momen puntir (Mp)

$$M_p = 716 \frac{P_m}{n} \dots\dots\dots 24$$

Dimana : P_m = Daya motor hidrolik

n = Putaran motor

3.2.4 Analisa perhitungan kecepatan keliling

$$V = \frac{\pi \cdot d_a \cdot n_n}{60} \dots\dots\dots 25$$

Dimana : d_a = Daya motor hidrolik

n_n = Putaran roda gigi ke-n

Putaran Roda gigi yang dimaksud adalah putaran roda gigi sun gear, planet gear, dan ring gear. Putaran pada ring gear ditahan dikarenakan ring gear menjadi satu dengan housing swing reducer sehingga putaran ring gear ($n = 0$).

3.2.5 Analisa perhitungan beban

$$B = \frac{U}{db \cdot b} \dots\dots\dots 26$$

Dimana : U = Gaya tangensial

b = Lebar roda gigi

db = Diameter roda gigi

Untuk mencari gaya tangensial dari roda gigi digunakan persamaan sebagai berikut :

$$U = \frac{2 \cdot (M_p \cdot 10^3)}{db} \dots\dots\dots 27$$

Dimana : M_p = Momen puntir

3.3 Hasil Perhitungan

3.3.1 Hasil perhitungan swing motor

Tabel 3.1 hasil perhitungan hydraulic motor

No	A (m ²)	Vd (m ³)	T _A (Nm)	T _T (Nm)	τ (m ²)
1	7,065x10 ⁻⁴	4,35x10 ⁻³	173,072	176,632	8,69x10 ⁻⁵

η _m (%)	Q _T (m ³ /menit)	Q _A (m ³ /menit)	P _m (Kw)	η _v (%)	η _o (%)
97,98	8,73 x10 ⁻³	0,0106	65,65	82,35	80,68

Dari perhitungan tersebut didapatkan data bahwa displacement dari hydraulic motor sangat mempengaruhi besarnya torsi aktual dan flow rate aktual hydraulic motor. Efisiensi dari motor hydraulic tersebut didapatkan sebesar 80,68 %, dimana efisiensinya sudah mengikuti standar untuk hydraulic motor tipe piston yaitu sebesar 80 % -95 %.

3.3.2 Hasil perhitungan swing reducer

Tabel 3.2 hasil perhitungan roda gigi planetary gear

Planetary gear	Reduksi	Speed Ratio (Rpm)	Tinggi gigi (mm)	Modul (mm)
Tingkat I	1,05	-48,95	10,7	5,1
Tingkat II	1,04	-38,51	10,5	4,78

Jarak bagi (mm)	d sun (mm)	d planet (mm)	d ring (mm)	a (mm)
16,02	102	107,1	321,3	265,2
15,01	100,38	105,16	301,14	253,34

I ₁	I ₂	Mp Sun (Kgm)	Mp planet (Kgm)	Mp ring (Kgm)
1,05	3	235,027	246,778	705,04
1,04	2,86	311	313,63	890,01

V sun (m/s)	V planet (m/s)	V ring (m/s)	U sun (kg)	U planet (kg)	U ring (kg)
1,0676	1,0676	0	4608,37	4608,36	0
0,793	0,793	0	6196,45	5964,81	0

B sun (kg/mm ²)	B planet (kg/mm ²)	B ring (kg/mm ²)
1,807	1,721	0
1,028	0,945	0

Pada swing reducer terdapat 2 tingkat planetary gear, dimana pada setiap planetary gear terdiri dari sun gear, planet gear, dan ring gear. Besarnya momen puntir pada planetary gear tingkat pertama lebih rendah dari tingkat kedua, namun kecepatan tangensial dan beban initial pada planetary gear tingkat pertama lebih besar dari pada tingkat kedua.

4. PENUTUP

4.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa dan pembahasan pada *swing device excavator keihatsu 921 C* didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Didapatkan torsi aktual 173,072 Nm dan torsi teoritis 176,632 Nm sehingga didapatkan efisiensi mekanis dari *hydraulic motor* 97,98 %, flow rate aktual 0,0106 m³/menit dan flow rate teoritis 8,73 x 10⁻³ m³/menit sehingga didapatkan efisiensi volumetris 82,35 %, dan efisiensi keseluruhan 80,68 %.
2. *Swing reducer* melakukan pengurangan kecepatan dengan menggunakan 2 tingkatan *planetary gear*, putaran dari *swing motor* sebesar 200 rpm direduksi menjadi 151,05 rpm pada tingkat pertama dan 112,54 rpm pada tingkat kedua. Beban masing-masing gear pada *planetary gear* tingkat pertama adalah *sun gear* 1,907 kg/mm², *planet gear* 1,721 kg/mm², dan pada *ring gear* 0 . Sedangkan pada *planetary gear* tingkat kedua adalah *sun gear* 1,028 kg/mm², *planet gear* 0,945

kg/mm², dan pada *ring gear* 0 dikarenakan *ring gear* menjadi *housing* dari *swing reducer*.

4.2 Saran

1. Untuk mempermudah pemahaman tentang komponen-komponen dari *swing device* disarankan untuk membaca pada *Part book* dan *Operation Manual Maintenance book* dari *excavator keihatsu 921 C*.
2. Sebelum menghitung gaya-gaya pada *swing device* dibutuhkan ketelitian untuk memahami komponen-komponen dan mekanisme kerjanya.

PERSANTUNAN

Puji syukur alhamdulillah penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas berkah, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penyusun naskah publikasi berjudul “ANALISA MEKANISME *SWING DEVICE* PADA *EXCAVATOR KEIHATSU 921 C* ” dapat diselesaikan atas dukungan dari beberapa pihak. Untuk itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. **Bapak Dr. H. Sri Sunajono MT. Ph.D** selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Surakarta.
2. **Bapak Ir.Subroto,MT** selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Muhammadiyah Surakarta.
3. **Bapak Ir. Sartono Putro,MT** selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberi arahan dan masukan yang sangat bermanfaat bagi penulis.
4. **Semua Dosen** Jurusan Teknik Mesin yang telah bersedia membina dan menjadi pendidik yang baik.
5. **Ayah, Ibu dan Adik** tercinta yang telah memberikan doa, nasehat dan dukungannya.
6. **Rekan-Rekan Angkatan 2013** yang telah memberikan bantuan dalam penulisan laporan ini.
7. **Semua Pihak** yang telah membantu dalam penelitian dan penyusunan laporan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Bartos,S. 1992. “*Mathematical Modeling of Bent-Axis Hydraulic Piston Motor*”. (http://ipnpr.jpl.nasa.gov/progress_report/42-111/111S.PDF, diakses pada tanggal 15 Mei 2017)
- Eaton Power Business . 2015. “*Fixed Displacement Swing Drive Motor*”. (http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_430500.pdf, diakses pada tanggal 10 Mei 2017)
- Diyanto,Ferly. 2015. “Analisa Final Drive Planetary Gear Wheel Loader XCMG ZL 50 GN”. Tugas Akhir. Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Surakarta, Surakarta.
- Keihatsu Contruction Machinery Co.,Ltd. 2016. “*Part Book*”. Jakarta : PT.Gaya Makmur Tractors
- Niemann,G. 1994. “Elemen Mesin Jilid II”. Jakarta : Erlangga.
- Jagadeesha,T. “*Analysis of an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump*”.(<http://nptel.ac.in/courses/112105046/m5L19.pdf>, diakses pada tanggal 10 Mei 2017)
- Jagadeesha,T. “*Hydraulic Motors*”. (<http://nptel.ac.in/courses/1121106175/module%201/Lecture%2010.pdf>, diakses pada tanggal 10 Mei 2017)
- Jagadeesha,T. “*Hydraulic Motors (continued)*”. (<http://nptel.ac.in/courses/1121106175/module%201/Lecture%2011.pdf>, diakses pada tanggal 10 Mei 2017)
- Sularso. 1997. “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Jakarta : PT.Pradya Paramita

Team Pengembang Vokasi. 2016. “*Hydraulic System*”. Surakarta : Sekolah Vokasi

Team Pengembang Vokasi. 2016. “*Torqflow Drive System*”. Surakarta : Sekolah Vokasi